

УДК 622 .64

Л. Поліщук

Доцент, канд. техн. наук

О. Адлер

Аспірант

М. Салех

Магістрант

Вінницький національний
технічний університет,
м. Вінниця

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ З ПРИСТРОЄМ КЕРУВАННЯ

З метою визначення основних енергетичних, силових та геометричних параметрів вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування, на основі теоретичних та експериментальних досліджень, розроблена методика розрахунку і вибору його параметрів.

гідравлічний привід, пристрій керування

Широке використання машин неперервного транспорту сприяє механізації та автоматизації технологічних процесів у різних галузях промисловості. Ефективність їх використання значною мірою залежить від технічних можливостей приводного пристрою. Техніко-економічні показники приводу повинні відповідати як умовам експлуатації транспортуючих машин, так і режимам їх роботи.

Аналіз особливостей експлуатації транспортуючих машин у пристроях з обмеженою монтажною зоною дозволив встановити переваги вмонтованих приводів, які відзначаються компактністю, невеликою вагою, високою питомою потужністю, меншою кількістю складових вузлів.

У праці [1] зазначено умови, за яких доцільно застосовувати в конвеєрах, що працюють зі змінними режимами навантаження, вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування.

У вмонтованому гідравлічному приводі, розробленому у Вінницькому національному технічному університеті використано два гідромотори з пристроєм керування [2]. За номінального навантаження працює лише один з гідромоторів, а інший працює вхолосту. Вмикання другого гідромотора паралельно першому здійснюється

за умови певного перевищення навантаження понад номінальне за допомогою пристрою керування, який виконано на основі клапана непрямої дії, при цьому момент відповідно збільшується, а частота обертання — зменшується. Під час зменшення навантаження нижче заданої величини, пристрій керування автоматично відмикає другий гідромотор.

З метою визначення основних енергетичних, силових та геометричних параметрів такого гідропривідного агрегату, на основі теоретичних та експериментальних досліджень [3, 4], розроблена методика розрахунку та вибору його параметрів.

При проектуванні вмонтованих гідравлічних приводів з пристроєм керування, як правило, в технічному завданні задаються основні початкові дані: параметри стрічкового конвеєра — довжина стрічкового конвеєра L , мм; максимальна та усереднена продуктивність конвеєра Q_{max} та $Q_{ном}$ відповідно, т/год; діаметр приводного барабана $D_{б}$, мм; швидкість руху стрічки конвеєра v_c , м/с; кількість роликів опор вантажної і порожньої віток, шт.; кут нахилу конвеєра β , град.; робоча ширина стрічки B , м; температура робочого середовища θ , °С; графік характеру зміни величини грузопотоку; величина навантаження на стрічку та його режим; коефіцієнт режиму навантаження K_n .

На початку проектного розрахунку вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування виконуємо тяговий розрахунок, в якому враховуються всі основні фактори, що впливають на опір руху стрічки.

Тяговий розрахунок виконуємо методом обходу по контуру. Визначаємо натяг в збігаючій вітці F_1 , що враховує визначені коефіцієнт опору руху обертання роликів, сумарну силу навантаження в місці завантаження конвеєра, тяговий фактор конвеєра [5, 6]. Послідовно обходимо контур стрічки, враховуючи всі сили опору. Тоді $F_2 = F_1 + F_n$, $F_3 = 1,04F_2$, $F_4 = F_3 + F_n$, $F_5 = F_4 + F_n$, де F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 – натяг відповідної точки контуру конвеєра; F_n, F_n – сили опору руху порожньої та навантаженої віток конвеєра відповідно.

Перевіряємо виконання умови співвідношення натягів на приводі

$$\frac{F_5}{F_1} \leq \frac{e^{\mu\alpha}}{K_m}, \quad (1)$$

де K_m – коефіцієнт запасу сил тертя; $e^{\mu\alpha}$ – тяговий фактор.

Якщо умова (1) не виконується, то необхідно збільшити величину натягу F_1 та повторити розрахунок.

Тягове зусилля в стрічці знаходимо за виразом

$$F_t = F_5 - F_1. \quad (2)$$

Потужність приводе, що необхідна для забезпечення тягового зусилля F_t і швидкості руху v_c за максимальної продуктивності стрічкового конвеєра Q_{max} , визначаємо за формулою

$$P_{max} = \frac{F_t v_c}{100\eta}, \quad (3)$$

де η – попереднє значення коефіцієнта корисної дії приводе.

Аналіз кінематичних схем вмонтованих приводів з гідроприводом дозволяє прийняти попереднє значення коефіцієнта корисної дії $\eta = 0,68 \dots 0,79$.

Момент опору стрічки конвеєра знаходимо за залежністю

$$M_{0max} = \frac{D_\sigma F_t}{1000}, \quad (4)$$

де D_σ – діаметр привідного барабана конвеєра, мм.

Аналогічно наведеним розрахункам, знаходимо потужність приводе $P_{ном}$ та момент опору стрічки $M_{0ном}$ за середніх значень продуктивності стрічкового конвеєра.

Оскільки в приводі передбачено використання двох гідромоторів, то вибираємо кожен з них за потужністю, яка відповідно буде рівна

$$P_\sigma = \frac{P_{max}}{2}. \quad (5)$$

За розрахунковим значенням потужності гідромотора P_σ , частотами обертання його вала, барабана і узгоджен-

ням його габаритних розмірів з внутрішнім діаметром привідного барабана D_σ , обираємо вид гідромотора — високооборотний або високомоментний.

З типорозмірного ряду гідромоторів визначаємо ряд частот обертання вала для кожного його типу: $n_\sigma^1, n_\sigma^2, n_\sigma^3 \dots n_\sigma^i$.

Розраховуємо передавальне відношення приводу за умови використання в ньому кожного з вибраних гідромоторів за залежністю

$$u = \frac{n_\sigma^i}{n_\sigma}, \quad (6)$$

де i — порядковий номер з ряду вибраних гідромоторів; n_σ^i — частота обертів вихідного вала i -го гідромотора, хв⁻¹; n_σ — частота обертів привідного барабана стрічкового конвеєра, яку визначаємо за формулою

$$n_\sigma = \frac{1000 \cdot 60 v_c}{\pi D_\sigma}. \quad (7)$$

З умов забезпечення необхідного передаточного відношення приводу, технологічних умов роботи, геометричних розмірів привідного барабана обираємо тип передач та кінематичну схему приводу з конкретно вибраним гідромотором. Для визначення області застосування того чи іншого типу механічної передачі в приводі з метою забезпечення його оптимальної компоновки, на підставі умови забезпечення однакової несучої здатності найбільш навантажених зачеплень, проведено порівняльний аналіз їхніх геометричних розмірів [7].

Аналіз аналітичних залежностей, що визначають співвідношення геометричних розмірів відповідних передач за однакових величин несучої здатності, та отриманих графіків дозволяє встановити доцільність застосування тієї чи іншої передачі.

За вибраною кінематичною схемою та типом передач приводе уточнюємо коефіцієнт корисної дії приводе:

$$\eta^y = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (8)$$

де $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — коефіцієнти корисної дії передач та елементів приводу стрічкового конвеєра, відповідно до вибраної кінематичної схеми.

Уточнюємо значення потужності приводе

$$P_{max}^y = \frac{F_t v_c}{1000 \eta^y}. \quad (9)$$

Визначаємо кінематичні та силові параметри в ланках передавального механізму приводу і за відомими залежностями [7] виконуємо проектний та перевірочний розрахунок передач, валів та осей, опор, нерухомих з'єднань.

Числові значення моментів M_{0max} та $M_{0ном}$, що визначені в [4], забезпечуються приводом і обчислюються за залежностями:

$$M_{0ном} = (1/2\pi) p_1 \cdot q_{m1} \cdot \eta_{\sigma 1} \cdot \eta^y; \quad (10)$$

$$M_{0max} = (1/2\pi)(q_{m1}\eta_{o1} + q_{m2}\eta_{o2}) \cdot p'_1 \cdot \eta^y, \quad (11)$$

де q_{m1} і q_{m2} – робочі об'єми гідромоторів, м³/об; η_{o1} і η_{o2} – гідромеханічний ККД гідродвигунів; p_1 і p'_1 – тиски на вході гідросистеми, при яких відбувається вмикання і вимкання пристрою керування, Па.

З виразу (10) знаходимо значення тиску на вході в гідросистему

$$p_1 = M_{0max} \cdot 2\pi / q_{m1} \cdot \eta_{o1} \cdot \eta^y. \quad (12)$$

Зі співвідношень (2) та (11) знайдемо значення тиску p'_1 , при якому відбувається спрацьовування пристрою керування та вмикання другого гідродвигуна, що встановлений паралельного першому:

$$p'_1 = \left(\frac{1}{K_H} \right) p_1 q_{m1} \eta_{o1} / q_{m1} \eta_{o1} + q_{m2} \eta_{o2}. \quad (13)$$

Визначаємо прохідні перерізи напірної та зливної гідромагістралей приводу через значення внутрішнього діаметра круглого трубопроводу за формулою [8]

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q_1}{[v]}}, \quad (14)$$

де $[v]$ – рекомендована швидкість руху робочої рідини по гідромагістралі, м/с (вибираємо відповідно до тиску на вході в гідросистему приводу) [8]; Q_1 – витрати робочої рідини, л/хв.

При цьому

$$Q_1 = q_{m1} \cdot n_o. \quad (15)$$

Відкриття клапана першого каскаду пристрою керування відбудеться за умови, коли тиск у напірній гідромагістралі p_1 досягне значення

$$p_{кв} = \frac{kh_2}{f_3}, \quad (16)$$

де k – жорсткість пружини першого каскаду пристрою керування; h_2 – попередня деформація пружини першого каскаду, мм; f_3 – площа конуса затвора першого каскаду, мм².

З іншого боку жорсткість пружини k повинна задовольняти нерівність

$$k \geq 2\pi^2 m_{1\Sigma} v^2 - f_3^2 k V_1^{-1}, \quad (17)$$

де $m_{1\Sigma} = m_1 + cV_1$ – сумарна зведена маса запірної частини першого каскаду з врахуванням маси енергоносія в об'ємі V_1 ; k – зведений модуль пружності гідросистеми.

Приврівнюючи (16) та (17) і розв'язуючи отримане квадратне рівняння, знайдемо залежність для розрахунку площі f_3 :

$$f_3 = \frac{(-p'_1 + \sqrt{p_1'^2 - 8kV_1^{-1}h_2^2 p_1^2 m_{1\Sigma}^2 v^2}) V_1}{2\kappa}. \quad (18)$$

Рівняння для розрахунку площі f_4 матиме вигляд

$$f_4 = \frac{f_3}{K_H}. \quad (19)$$

Знайдене за (19) значення f_4 уточнюємо під час проектування пристрою керування.

Необхідну величину жорсткості пружини k визначаємо за допомогою формули (16).

Діаметр отвору $d_{нк}$ напірного гідроканалу (отвору підведення енергоносія) пристрою керування визначаємо за умовою рівності прохідних перерізів напірного гідроканалу і повністю відкритої щілини циліндричної частини запірної частини першого каскаду пристрою керування:

$$\pi d_5 h_{нв} = \pi d_{нк}^2 / 4. \quad (20)$$

Звідси

$$d_{нк} = 2\sqrt{d_5 h_{нв}} = 2\sqrt{d_5 (h - (0,5...1))} 10^{-3}, \quad (21)$$

де $d_5 = \sqrt{\frac{4f_4}{\pi}} \geq 1,13\sqrt{f_4}$ – діаметр циліндричної частини

запірної частини першого каскаду пристрою керування,

мм; $h_{нв} = h - (0,5...1)$ мм – від'ємне перекриття циліндричної

частини запірної частини першого каскаду пристрою керування, яке, з метою зменшення витрат енергоносія під час спрацьовування пристрою керування за рахунок перетікання робочої рідини з напірної частини в надклапанну, призначається меншим від додатного перекриття h на $(0,5...1)$ мм в залежності від якості точності спряження циліндричної частини запірної частини пристрою керування з сідлом.

Величину b герметизуючої фаски сідла запірної частини першого каскаду пристрою керування, за якої забезпечується потрібна зносостійкість клапанної частини запірної частини, знаходимо за формулою

$$b^3 = d_{нк} \operatorname{ctg}(\alpha/2) \left[\sqrt{\frac{8F_c}{\pi d_{нк}^2 \sigma_{np}} + 1} - 1 \right], \quad (22)$$

де $F_c = kh_c$ – середня рушійна сила руху запірної частини на його зворотному ході, ($h_c = h + h_{нв}$).

Для унеможливлення заклинювання клапанної частини запірної частини першого каскаду пристрою керування в гнізді сідла кут конуса затвора призначається $60...90^\circ$ [8].

Кільцева площа поперечного перерізу між циліндричною частиною більшого діаметра сідла та циліндричною частиною запірної частини пристрою керування не

повинна бути меншою від площі поперечного перерізу напірного гідроканалу пристрою керування:

$$\pi \left(d_5^2 - d_{кц}^2 \right) / 4 \leq \pi d_{нк}^2 / 4. \quad (23)$$

Звідси

$$d_{кц} \leq \sqrt{d_5^2 - d_{нк}^2}, \quad (24)$$

де $d_{кц}$ – діаметр циліндричної частини запірною елемента першого каскаду пристрою керування з боку порожнини.

Умовний прохід d_y пристрою керування розраховуємо за відомою залежністю (14).

Для мінімізації ударної взаємодії запірних елементів першого та другого каскадів під час їх спрацьовування та конструктивних міркувань щодо розміщення у розточках корпусу пристрою керування спряжених з ними деталей, ходи h_1 запірною елемента першого каскаду та h_2 – другого каскаду пристрою керування не слід призначати великими, оскільки швидкості переміщення цих елементів пропорційні ходу при відносно сталих русійних силах. У [9] для пристроїв керування, виконаних на основі клапана непрямої дії, рекомендується вибирати хід запірною елемента другого каскаду $h_k < 5$ мм, при $d_y = (20 \dots 32)$ мм, з міркувань конструктивної доцільності слід взяти $h_1 = h_2 = h_k$ і попередньо розрахувати внутрішній діаметр d_1 отвору золотника другого каскаду за рівнянням витрат

$$Q_l = \pi d_l h_k \sin(\alpha / 2) v, \quad (25)$$

звідки при $\alpha = 60^\circ$

$$d_l = \frac{1,91 Q_l \left(1 - 0,67 \sqrt{f_3^2 / f_4^2} \right)}{h_k [v_l]}, \quad (26)$$

де $[v_l] = (2 \dots 3)[v]$ – допустима швидкість руху енергоносія, вибрана за аналогією зі співвідношеннями допустимих швидкостей рідин у напірних гідролініях та запобіжних клапанах машинобудівних гідроприводів [8].

Щоб забезпечити потрібну зносостійкість золотникового клапана, необхідно забезпечити притирання по його фасках контактних поверхонь золотника та сідла. Висота b_k обумовлює таку площу контакту, за якої контактний тиск між золотником і сідлом не перевищує межу пружності σ_{np} матеріалів, з яких виготовлено золотниковий клапан і сідло.

Виготовляти герметизуючі фаски золотникового клапана широкими технологічно недоцільно, оскільки це ускладнює процес притирання. За аналогією з розподільними клапанами двигунів внутрішнього згорання, які працюють у подібних умовах, можна рекомендувати вибирати висоту фаски $b_k = 0,2 \dots 0,5$ мм [10] з наступним уточненням за формулою

$$b_k = 1,38 d_l \left(\sqrt{\frac{k_2 h_k}{d_l^2 \sigma_{np}} + 1} - 1 \right). \quad (27)$$

Витрати рідини через другий каскад пристрою керування визначаються залежністю

$$Q_l = f_l \cdot [v], \quad (28)$$

де $f_l = \pi d_3 h_l$ – площа щілини при відкритті золотника другого каскаду пристрою керування; h_l – величина відкриття золотника другого каскаду пристрою керування; d_3 – діаметр зовнішньої поверхні золотника.

З урахуванням залежності для величини f_l знайдемо значення діаметра зовнішньої поверхні золотника

$$d_3 = \frac{Q_l}{[v] \pi h_l}. \quad (29)$$

При виконанні східчастим торця золотника другого каскаду пристрою керування, що контактує з сідлом, діаметр d_2 східчастої поверхні знаходимо зі співвідношення, отриманого на основі аналізу руху золотника [11]

$$\frac{f_1}{f_2} \geq 1, \quad (30)$$

де $f_1 = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2)$ – площа контакту торця золотни-

кового клапана; $f_2 = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_1^2)$ – повна площа торця золотникового клапана.

З урахуванням співвідношення (30) можна встановити, що значення діаметра $d_2 \geq d_1$ на деяку величину 2Δ , тобто:

$$d_2 = d_1 + 2\Delta, \quad (31)$$

де $\Delta < 0,25(d_3 - d_1)$.

Робочий контактний тиск p_{pk} між золотниковим клапаном другого каскаду пристрою керування та сідлом не повинен перевищувати межу пружності σ_{np} матеріалів золотника і сідла

$$p_{pk} \leq \sigma_{np}. \quad (32)$$

З іншого боку, робочий контактний тиск визначається залежністю

$$p_{pk} = \frac{F_z + F_{np}}{f_k}, \quad (33)$$

де $F_r = p_l (f_3 - f_1)$ – гідравлічна складова сили контакту; $f_3 = f_2$ – площа торця золотника з боку пружини; $F_{np} = k_2 h_l$ – сила дії пружини на золотник при попередній деформації h_l ; $f_k = 1,66 (d_1 + d_2 + 4b_k \operatorname{tg}(\alpha / 2))$ – площа контакту золотника з сідлом по двох фасках.

За крайніх умов, при $p_{pk} = \sigma_{np}$, з урахуванням (33), отримаємо залежність для визначення жорсткості пружини k_2 другого каскаду:

$$k_2 = \frac{\sigma_{np} f_k - p_l' (f_2 - f_1)}{h_l}. \quad (34)$$

Час вмикання $T_{кв}$ пристрою керування визначається сумою часу спрацьовування першого та другого каскадів:

$$T_{кв} = t_1 + t_2, \quad (35)$$

де t_1, t_2 – відповідно, час спрацьовування запірнього елемента першого каскаду та золотникового клапана.

Припускаючи, що рух зазначених запірних елементів є рівноприскореним під час їх прямого і зворотного ходів, складові $T_{кв}$ визначимо за такими залежностями:

$$t_1 = \sqrt{2h_2 m_1 / p'_1 (f_3 + f_4)};$$

$$t_2 = \sqrt{2h_1 m_2 / p'_1 (f_1 + f_2)}.$$

Час вмикання $T_{кз}$ пристрою керування визначається сумою часу закриття першого та другого каскадів:

$$T_{кз} = t_3 + t_4,$$

де t_3, t_4 – відповідно, час закриття запірнього елемента першого каскаду та золотникового клапана, які можна розрахувати за такими залежностями:

$$t_3 = \sqrt{2h_2 m_1 / (p'_1 f_3 + k h_2)};$$

$$t_4 = \sqrt{2h_1 m_2 / (p'_1 f_1 + k_1 h_1)}.$$

Запропонована методика вибору параметрів приводу може бути використана і в інших гідравлічних приводах різного технологічного призначення, що працюють зі змінними режимами навантаження.

Література

1. Поліщук Л.К., Пурдик В.П., Адлер О.О. Керований гідравлічний привод конвеєра // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – №2(16). – С. 61–64.
2. Поліщук Л.К., Адлер О.О., Мамчур А.С. Керований гідравлічний мотор-барабан // Патент на винахід МПК В65G 23/00, № u200803624; Опубл. 17.08.2008, Бюл. №3.

3. Поліщук Л.К., Адлер О.О. Математична модель гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра // Наукові нотатки, Луцьк. – Випуск 17 (грудень 2005) С. 273-282.

4. Поліщук Л.К., Адлер О.О. Динаміка пристрою керування гідроприводу чутливого до навантаження // машинознавство, 2007, №6 (120). – С. 33 – 37.

5. Шахмейстер Л.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. – М.: Машиностроение, 1978. – 392 с.

6. Спиваковский А.О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / Спиваковский А.О., Дмитриев В.Г. – М.: Наука, 1977. – 154 с.

7. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунку деталей машин / Павлице В.Т. Підручник. – 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

8. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода / Абрамов Е.И., Колисниченко К.А., Маслов. Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Техніка, 1977. – 320 с.

9. Проектний розрахунок двокаскадних генераторів імпульсів тиску для гідроімпульсних приводів технологічних машин / Р.Д. Ісакович-Лотоцький, Р.Р. Обертюх, М.Р. Обертюх, В.І. Томчук // Весник НТУ «Харьковский политехнический институт». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. – Вып. 129. – С.10-22.

10. Юшков В.В. Обработка клапанов и седел двигателей / Юшков В.В., Толкачев Ю.А. // Автомобильный транспорт. – 1995. – №3. – С. 45-47.

11. Керуючий пристрій для гідроприводу зі змінним навантаженням на робочому органі / Л.К. Поліщук, О.О. Адлер, Штурма А.Л. // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. №3 (109) Частина 1, Луганськ – 2007. – С. 195-200.

Отримана 23.09.08

L. Polischuk, O. Adler, M. Saleh
Choice of parameters of the mounted hydraulic drive with control unit
Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia

The scientifically grounded method of calculation and planning of guided hydraulic mounted drive of band conveyer is developed and to get analytical dependences for determination of him basic power, power and geometrical parameters.

Джерело інформації

5th MPA Meeting (International Meeting on Developments in Materials, Processes and Applications of Emerging Technologies)

Alvor, Portugal, 27-29 June 2011

<http://www.mpa-meeting.com/>

Topics include:

1. Commercialisation of Nanotechnology
2. Surface Science, Engineering & Technology
3. Materials for Energy Applications
4. Applied Bio-Nanotechnology
5. Carbon Nanotubes/Wires/Rods & their Applications
6. Advanced Nanometrology and Nanomanufacturing